

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-4321

(P2003-4321A)

(43) 公開日 平成15年1月8日 (2003.1.8)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 2 5 B 7/00  
25/00

識別記号

F I

F 2 5 B 7/00  
25/00

テマコード (参考)

D  
Z

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願2001-193872(P2001-193872)

(22) 出願日 平成13年6月27日 (2001.6.27)

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 印南 幸夫

千葉県柏市十余二508番8号 株式会社日

立空調システム事業統括本部システム開発  
センタ内

(72) 発明者 千秋 隆雄

東京都千代田区神田須田町1丁目23番地2

株式会社日立空調システム内

(74) 代理人 100075096

弁理士 作田 康夫

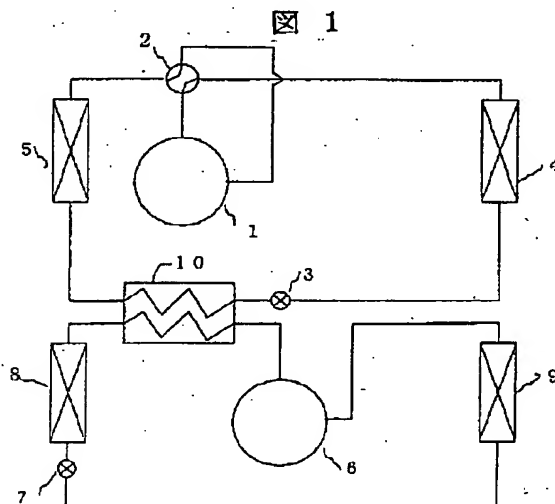
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍空調装置

(57) 【要約】

【課題】 暖房運転時の効率が高く、信頼性も向上した冷凍装置の排熱を熱回収して空調に利用する冷凍空調装置を得る。

【解決手段】 空調機圧縮機1、四方弁2、室内熱交換器4、膨張弁3、空調機室外熱交換器5を環状に接続した空調機と、冷凍機圧縮機6、冷凍機室外熱交換器8、冷凍機膨張弁7、蒸発器9を環状に接続した冷凍機とを有し、空調機の暖房運転時に冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、膨張弁3と空調機室外熱交換器5との間になるように配置された熱回収用熱交換器10を備え、空調機の暖房運転時に蒸発器9が設定温度になるように運転され冷凍機圧縮機6で圧縮された冷媒ガスと膨張弁3で減圧された冷媒との間で熱交換される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】空調機圧縮機、四方弁、室内熱交換器、膨張弁、空調機室外熱交換器を環状に接続した空調機と、冷凍機圧縮機、冷凍機室外熱交換器、冷凍機膨張弁、蒸発器を環状に接続した冷凍機とを有し、前記空調機の暖房運転時に前記冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、

前記膨張弁と前記空調機室外熱交換器との間になるように配置された熱回収用熱交換器を備え、前記空調機の暖房運転時に、前記蒸発器が設定温度になるように運転され、前記冷凍機圧縮機で圧縮された前記冷凍機の冷媒ガスと前記膨張弁で減圧された前記空調機の冷媒との間で熱交換されることを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項2】空調機圧縮機、四方弁、室内熱交換器、膨張弁、空調機室外熱交換器を環状に接続した空調機と、冷凍機圧縮機、冷凍機室外熱交換器、冷凍機膨張弁、蒸発器を環状に接続した冷凍機とを有し、前記空調機の暖房運転時に熱回収用熱交換器を介して前記冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、

前記膨張弁と前記空調機室外熱交換器との間に配置された空調機側熱交換器と、

前記冷凍機圧縮機と前記冷凍機室外熱交換器との間に配置された冷凍機側熱交換器と、

前記空調機側熱交換器と前記冷凍機側熱交換器が設けられ蓄熱材が充填された蓄熱槽と、を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項3】請求項1に記載のものにおいて、前記熱回収用熱交換器と並列で、前記空調機の冷房運転時に前記空調機室外熱交換器で液化した冷媒が前記膨張弁へ通じるように設けられた逆止弁を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項4】空調機圧縮機、四方弁、室内熱交換器、膨張弁、空調機室外熱交換器を環状に接続した空調機と、冷凍機圧縮機、冷凍機室外熱交換器、冷凍機膨張弁、蒸発器を環状に接続した冷凍機とを有し、前記空調機の暖房運転時に前記冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、前記膨張弁と前記空調機室外熱交換器との間になるように配置された空調機側熱回収用熱交換器と、前記冷凍機圧縮機と前記冷凍機室外熱交換器との間に配置された冷凍機側熱回収用熱交換器と、前記空調機側熱回収用熱交換器と前記冷凍機側熱回収用熱交換器とを環状に接続し二次冷媒が循環する2次冷媒回路と、

前記2次冷媒回路に設けられ前記二次冷媒を搬送する冷媒ポンプと、を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項5】請求項1に記載のものにおいて、前記空調機の運転モードによって、所定時間前記冷凍機の運転を停止する除霜運転の回数を決定することを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項6】請求項2に記載のものにおいて、前記空調機側熱交換器と並列で、前記空調機の冷房運転時に前記空調機室外熱交換器で液化した冷媒が前記膨張弁へ通じるように設けられた逆止弁を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項7】請求項4に記載のものにおいて、前記空調機の冷房運転時は前記冷媒ポンプを停止することを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項8】請求項4に記載のものにおいて、前記冷媒ポンプの吸込み側にクッションタンクを設けたことを特徴とする冷凍空調装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、店舗等の冷凍装置の排熱を熱回収して空調に利用する冷凍空調装置に関し、特に暖房運転時の省エネルギーに好適である。

【0002】

【従来の技術】従来、空調機圧縮機、四方弁、室内熱交換器、膨張弁、空調機側室外熱交換器、熱回収用熱交換器を環状に接続した空調機冷媒回路と、冷凍機圧縮機、熱回収用熱交換器、冷凍機室外熱交換器、膨張弁、ショーケース蒸発器を環状に接続した冷凍機冷媒回路とを有し、熱回収熱交換器は冷凍機冷媒回路と空調機冷媒回路でフィンを共有して熱交換を行うことが知られ、例えば特開2000-292021号公報に記載されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術のものでは、暖房時、圧縮機で高温高圧となった空調機側冷媒は四方弁を経由して室内熱交換器で空気を加熱するとともに凝縮液化し、さらに膨張弁で減圧され空調機側室外熱交換器で外気を冷却するとともに気化する。そして、空調機側室外熱交換器と圧縮機の間に設けられた熱回収用熱交換器で冷凍機側冷媒の排熱を回収する。しかし、この排熱回収は空調機側冷媒ガス圧縮機の吸込み側で加熱するため、圧縮機吸込み冷媒の過熱度が大きくなり圧縮機の冷媒出口温度が高くなる。よって、冷媒の劣化を早める等、信頼性を損なうと共に、圧縮機吸込み冷媒の密度が小さくなるため冷媒循環量は減少し、効率が低下する。

【0004】本発明の目的は、上記従来技術の課題を解決し、特に暖房運転時の効率が高く、信頼性も向上した冷凍装置の排熱を熱回収して空調に利用する冷凍空調装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するため、本発明は、冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、膨張弁と空調機室外熱交換器との間になるように配置された熱回収用熱交換器を備え、空調機の暖房運転時に、蒸発器が設定温度になるように運転され、冷凍機圧縮機で圧縮された冷凍機の冷媒ガスと膨張弁で減圧

された空調機の冷媒との間で熱交換されるものである。

【0006】熱回収用熱交換器は、膨張弁と空調機室外熱交換器との間になるように配置されているので、空調機側冷媒圧縮機に対して吸込み冷媒の過熱度を抑えることができ、圧縮機の冷媒出口温度を下げ、圧縮機吸込み冷媒の密度を上げることになり、冷媒循環量を増すことができる。また、冷凍機は蒸発器が設定温度になるように運転されるので、安定した状態で排熱の回収をすることができる。よって、暖房時の能力が改善され、COPを向上できると共に、信頼性を高めることができる。

【0007】また、本発明は、排熱を回収する冷凍空調装置において、膨張弁と空調機室外熱交換器との間に配置された空調機側熱交換器と、冷凍機圧縮機と冷凍機室外熱交換器との間に配置された冷凍機側熱交換器と、空調機側熱交換器と冷凍機側熱交換器が設けられ蓄熱材が充填された蓄熱槽と、を備えたものである。

【0008】これにより、空調機と冷凍機の運転が一致、例えば冷凍機の運転が除霜のため停止している場合でも、冷凍機の排熱を蓄熱材から利用できる。

【0009】さらに、上記のものにおいて、熱回収用熱交換器と並列で、空調機の冷房運転時に空調機室外熱交換器で液化した冷媒が膨張弁へ通じるように設けられた逆止弁を備えたことが望ましい。

【0010】さらに、本発明は、冷凍機の排熱を回収する冷凍空調装置において、膨張弁と空調機室外熱交換器との間になるように配置された空調機側熱回収用熱交換器と、冷凍機圧縮機と冷凍機室外熱交換器との間に配置された冷凍機側熱回収用熱交換器と、空調機側熱回収用熱交換器と冷凍機側熱回収用熱交換器とを環状に接続し二次冷媒が循環する2次冷媒回路と、2次冷媒回路に設けられ二次冷媒を搬送する冷媒ポンプと、を備えたものである。

【0011】これにより、冷媒ポンプの運転、停止により冷凍機の排熱回収を容易に制御でき、柔軟性の高い排熱の利用を行うことができる。

【0012】さらに、上記のものにおいて、空調機の運転モードによって、所定時間冷凍機の運転を停止する除霜運転の回数を決定することが望ましい。運転モードによって、除霜運転の回数を決定するとは、運転モード、つまり冷房運転、暖房運転あるいは停止などによって、例えば1日当たりの除霜運転を行う回数を変えることを意味する。具体的には、冷房運転を行うのは通常夏場であるので、冷房運転時には除霜運転の頻度を1日4回、暖房運転する冬場には1日2回とし、絶対湿度が高く、着霜量が多くなる夏場には除霜運転の頻度を高め、冬場には頻度を少なくして、冷凍機内の温度変化を少なくし、運転効率も高めるものである。

【0013】さらに、上記のものにおいて、空調機側熱交換器と並列で、空調機の冷房運転時に空調機室外熱交換器で液化した冷媒が膨張弁へ通じるように設けられた

逆止弁を備えたことが、冷房能力を低下させない点で望ましい。

【0014】さらに、上記のものにおいて、空調機の冷房運転時は冷媒ポンプを停止することが望ましい。

【0015】さらに、上記のものにおいて、冷媒ポンプの吸込み側にクッションタンクを設けたことが望ましい。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図1ないし4を参照して説明する。

【0017】図1において、空調機は、空調機圧縮機1、四方弁2、室内熱交換器4、膨張弁3、空調機室外熱交換器5が環状に接続されている。冷凍機は、冷凍機圧縮機6、冷凍機室外熱交換器8、冷凍機膨張弁7、ショーケースとなる蒸発器9が環状に接続されている。熱回収用熱交換器10は、膨張弁3と空調機室外熱交換器5との間になるように配置されている。

【0018】空調機の暖房運転時に、冷凍機は蒸発器9が設定温度になるように運転され、冷凍機圧縮機6で圧縮された冷媒ガスと膨張弁3で減圧された空調機の冷媒との間で熱交換され、冷凍機の排熱が空調機に回収されて利用される。暖房運転時、空調機冷媒回路で冷媒は、空調機圧縮機1で圧縮され高温高圧のガスとなり、室内熱交換器4で液化しつつ室内空気を加温した後、空調機の膨張弁3で減圧され、熱回収熱交換器10で高温高圧の冷凍機側冷媒ガスと熱交換を行い一部ないし全部が気化し、引き続き空調機室外熱交換器5で外気と熱交換することによりさらに全部が気化し、空調機圧縮機1に戻る。

【0019】冷凍機圧縮機6で圧縮された高温高圧の冷媒ガスは熱回収用熱交換器10で一部ないし全部が液化しつつ空調機側の冷媒を加温して気化し、冷凍機室外熱交換器8で外気と熱交換を行い、冷却され液化した後、冷凍機膨張弁7で減圧され、蒸発器9で気化しつつショーケース内空気を冷却し、冷凍機圧縮機6に戻る。熱回収用熱交換器10は冷媒対冷媒の熱交換器で、例えばプレート型熱交換器、シェルチューブ型熱交換器、二重管式熱交換器などを用いる。

【0020】空調機の冷房運転時、空調機側の冷媒は、空調機圧縮機1で圧縮されて高温高圧のガスとなり、四方弁2を通り、空調機室外熱交換器5で液化しつつ外気を加温した後、熱回収熱交換器10を通過し、空調機の膨張弁3で減圧され、室内熱交換器4で気化しつつ室内空気を冷却し、空調機圧縮機1に戻る。冷凍機側の冷媒は冷凍機圧縮機6で圧縮されて高温高圧のガスとなり、熱回収用熱交換器10を通過し、冷凍機室外熱交換器8で外気との熱交換により冷却され液化し、冷凍機膨張弁7で減圧され、蒸発器9で気化しつつショーケース内空気を冷却し、冷凍機圧縮機6に戻る。

【0021】空調機の冷房運転時、空調機側で熱回収用

熱交換器10を通過する冷媒は、空調機室外熱交換器5を経過したものとなるので、空調機側と冷凍機側の冷媒温度の差は少なく、熱交換が促進されず、冷房能力が低下することを防ぐことができる。

【0022】図2は他の実施の形態を示し、図1のものに対して熱回収用熱交換器10として蓄熱槽13を用いたものである。蓄熱槽13は、例えば水などの液状の蓄熱材14や固体蓄熱材を充填し、空調機側熱交換器11と冷凍機側熱交換器12がその中に設けられている。

【0023】空調機の暖房運転時、冷凍機圧縮機6で圧縮された高温高圧の冷媒ガスは冷凍機側熱交換器12で一部ないし全部が液化しつつ蓄熱材14を加温し、冷凍機室外熱交換器8で外気と熱交換を行い、さらに冷却され液化した後、冷凍機膨張弁7で減圧され、蒸発器9で気化しつつショーケース内空気を冷却し、冷凍機圧縮機6に戻る。空調機冷媒回路の冷媒は、空調機圧縮機1で圧縮され高温高圧のガスとなり、室内熱交換器4で液化しつつ室内空気を加温した後、空調機膨張弁3で減圧され、空調機側熱回収熱交換器11で蓄熱材14と熱交換を行い一部ないし全部が気化し、引き続き空調機室外熱交換器5で外気と熱交換することによりさらに全部が気化し、空調機圧縮機1に戻る。空調機と冷凍機の運転が一致していない場合も冷凍機の排熱が蓄熱材14に回収されるため、熱回収をさらに効率良く行うことができる。図3はさらに他の実施の形態を示し、空調機冷媒回路の空調機室外熱交換器5と空調機膨張弁3の間に、空調機室外熱交換器5から空調機の膨張弁3方向に冷媒を流す逆止弁15を熱回収用熱交換器10と並列に設置し、膨張弁3から空調機室外熱交換器5へ方向に冷媒を流す逆止弁16を熱回収用熱交換器10と空調機膨張弁3の間もしくは熱回収用熱交換器10と空調機室外熱交換器5の間、あるいは熱回収用熱交換器10と膨張弁3の間及び熱回収用熱交換器10と空調機室外熱交換器5の間の両方に設置する。

【0024】空調機の暖房運転時、空調機冷媒回路の冷媒は、空調機圧縮機1で圧縮されて高温高圧のガスとなり、四方弁2を通過し、室内熱交換器4で液化するとともに室内空気を加温した後、膨張弁3で減圧される。しかし、逆止弁15により膨張弁3から空調機室外熱交換器5への回路は閉鎖されて熱回収熱交換器10に流れ、熱回収熱交換器10で高温高圧の冷凍機側冷媒ガスと熱交換を行い一部ないし全部が気化し、液状で残った冷媒は継続して空調機室外熱交換器5で外気と熱交換しさらに気化し、空調機圧縮機1に戻る。

【0025】冷房運転時、空調機冷媒回路の冷媒は、空調機圧縮機1で圧縮されて高温高圧のガスとなり、四方弁2を通過し、空調機室外熱交換器5で外気と熱交換を行い液化した後、逆止弁16により熱回収用熱交換器10を迂回して逆止弁15を通過し、膨張弁3で減圧され、室内熱交換器4で室内空気を冷却しつつ気化し、空

調機圧縮機1に戻る。これにより、空調機の冷房運転時により一層、冷房能力が低下することを防ぐことができる。

【0026】図4はさらに、他の実施の形態を示し、空調機側熱回収用熱交換器19は膨張弁3と空調機室外熱交換器5との間になるように配置され、冷凍機側熱回収用熱交換器20は冷凍機圧縮機6と冷凍機室外熱交換器8との間に配置されている。空調機側熱回収用熱交換器19と冷凍機側熱回収用熱交換器20とは、環状に接続され二次冷媒が循環して二次冷媒回路となる。二次冷媒回路には、二次冷媒を搬送する冷媒ポンプが設けられている。

【0027】空調機の暖房運転時、空調機冷媒回路では、空調機圧縮機1で圧縮された高温高圧の冷媒ガスは室内熱交換器4で室内空気を加温するとともに液化した後、膨張弁3で減圧され、空調機側熱回収熱交換器19で二次冷媒と熱交換を行い一部ないし全部が気化し、液状で残った冷媒は継続して空調機室外熱交換器5で外気と熱交換してさらに気化し、空調機圧縮機1に戻る。

【0028】冷凍機冷媒回路では冷凍機圧縮機6で圧縮された高温高圧の冷媒ガスは冷凍機側熱回収用熱交換器20で二次冷媒を加温するとともに冷凍機側冷媒は一部ないし全部が液化し、冷凍機室外熱交換器8で外気によりさらに冷却され液化した後、冷凍機膨張弁7で減圧され、蒸発器9で庫内空気を冷却するとともに冷凍機側冷媒は気化し、冷凍機圧縮機6に戻る。冷凍機側熱回収用熱交換器20で昇温された二次冷媒は冷媒ポンプ17等の搬送装置で空調機側熱回収用熱交換19に搬送され、空調機側冷媒を加温した後冷凍機側熱回収用熱交換器20に戻る。

【0029】冷媒ポンプ17の設置位置は二次冷媒が空調機側熱回収用熱交換器19と冷凍機側熱回収用熱交換器20の間に設置してもよい。また、二次冷媒のクッションタンク18を冷媒ポンプの吸込み側等、二次冷媒回路の途中へ設置することが温度差による二次冷媒の体積変化を吸収するためには望ましい。

【0030】空調機の冷房運転時、空調機冷媒回路では、空調機圧縮機1で圧縮された高温高圧の冷媒ガスは空調機室外熱交換器5で冷却して液化され、空調機側熱回収熱交換器19を通過し、空調機膨張弁3で減圧され、室内熱交換器4で室内空気と熱交換して気化し、空調機圧縮機1に戻る。冷凍機冷媒回路の冷媒は冷凍機圧縮機6で圧縮されて高温高圧のガスとなり冷凍機側熱回収用熱交換器20を通過し、冷凍機室外熱交換器8で外気により冷却され液化した後、冷凍機膨張弁7で減圧され、蒸発器9で庫内空気を冷却するとともに気化し、冷凍機圧縮機6に戻る。

【0031】冷凍機側熱回収用熱交換器20で昇温された二次冷媒は冷媒ポンプ17等の搬送装置で空調機側熱回収用熱交換19に搬送され、空調機側冷媒を加温した

後冷凍機側熱回収用熱交換器20に戻る。空調機の冷房運転時は冷媒ポンプ17を停止し、空調機冷媒回路と冷凍機冷媒回路との熱の授受は止めることにより、冷房時の効率低下を防ぐことができる。

【0032】冷媒ポンプ17の設置位置は二次冷媒が空調機側熱回収用熱交換器19から冷凍機側熱回収用熱交換器20へ戻る間に設置してもよく、冷媒ポンプの運転、停止により冷凍機の排熱回収を容易に制御でき、柔軟性の高い排熱の利用を行うことができる。

【0033】また、冷媒の温度差による二次冷媒の体積変化を吸収するために二次冷媒のクッションタンク18を冷媒ポンプの吸込み側等、二次冷媒回路の途中へ設置することが良い。二次冷媒との熱回収に用いる空調側熱回収熱交換器19および冷凍機側熱回収熱交換器20は冷媒対冷媒の熱交換器、例えばプレート型熱交換器、シェルチューブ型熱交換器、二重管式熱交換器などを用いることが良い。

【0034】また、ショーケース熱交換器の冷媒蒸発温度は約マイナス10℃で、熱交換器空気側表面温度はマイナス数℃になるため除霜が必要となるが、上記において、空調機の運転モード、つまり冷房運転、暖房運転あるいは停止などによって、所定時間冷凍機の運転を停止する除霜運転の回数を決定することが望ましい。例えば、室外熱交換器と膨張弁の間に電磁弁を設置し、1日に4回タイマが作動するよう設定する。タイマが作動すると電磁弁が閉じることにより圧縮機吸込み圧力が低下し、低圧保護装置(低圧カット)が作動して冷凍機が停止する。除霜が終わる時間を見越して20～30分後に電磁弁を開くと、低圧保護装置が解除され冷凍機が再起動する。そこで、冷房運転を行うのは通常夏場であるので、冷房運転時には除霜運転の頻度を1日4回、暖房運転する冬場には1日2回とする。タイマで設定された除霜時間は、冷凍機の運転を止め、周囲温度(ショーケー\*

\* ス庫内温度) 下で霜を融解させる。

【0035】さらに、年間スケジュール機能を持つタイマを用いることが良いが、現実には1年を通してタイマ設定は固定される場合が多いので、空調機と組み合わせて制御する。そのため、空調機設定が冷房運転の時期は夏季、暖房運転の時期は冬季と判断し、ショーケースの除霜運転スケジュールを変える。

【0036】以上により、絶対湿度が高く、着霜量が多くなる夏場には除霜運転の頻度を高め、冬場には頻度を少なくして、冷凍機内の温度変化を少なくし、運転効率も高めることができる。

【0037】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、特に暖房運転時の効率が高く、信頼性も向上した冷凍装置の排熱を熱回収して空調に利用する冷凍空調装置を得ることができ、総合的にCOPを向上することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による一実施の形態の冷凍サイクル図。

【図2】本発明による他の実施の形態を示す冷凍サイクル図。

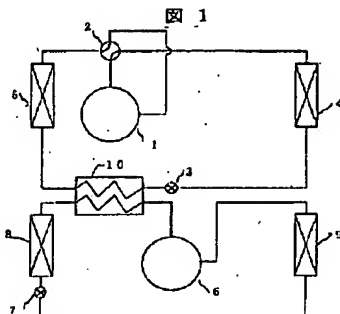
【図3】本発明によるさらに、他の実施の形態を示す冷凍サイクル図。

【図4】本発明によるさらに、他の実施の形態を示す冷凍サイクル図。

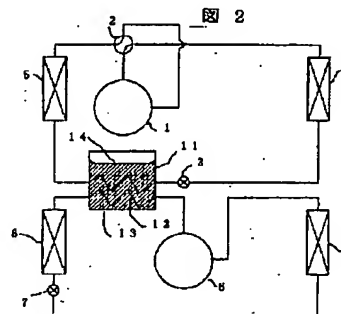
【符号の説明】

1…空調機圧縮機、2…四方弁、3…膨張弁、4…室内熱交換器、5…空調機室外熱交換器、6…冷凍機圧縮機、7…冷凍機膨張弁、8…冷凍機室外熱交換器、9…蒸発器、10…熱回収用熱交換器、11…空調機側熱交換器、12…冷凍機側熱交換器、13…蓄熱槽、14…蓄熱材、15、16…逆止弁、17…冷媒ポンプ。

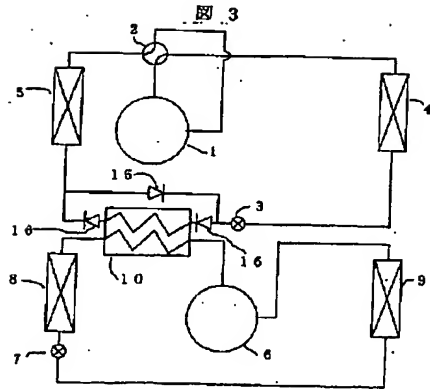
【図1】



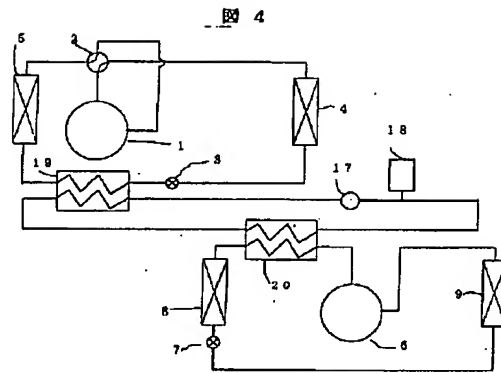
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(72)発明者 井上 和彦  
 東京都千代田区神田須田町1丁目23番地2  
 株式会社日立空調システム内